

4.3.1. ТЕХНОЛОГИИ, МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ  
ДЛЯ АГРОПРОМЫШЛЕННОГО КОМПЛЕКСА  
(ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ)

Научная статья

УДК 621.43

DOI: 10.53914/issn2071-2243\_2024\_2\_68

EDN: EHZNFX

**Увеличение эффективной мощности двигателя  
внутреннего сгорания за счет улучшения  
наполнения цилиндра свежим зарядом**

**Алексей Валерьевич Максимов<sup>1</sup>, Юрий Хасанович Шогенов<sup>2</sup>,  
Буллат Гусманович Зиганшин<sup>3✉</sup>, Лариса Александровна Зимина<sup>4</sup>,  
Ильнур Хамзович Гайфуллин<sup>5</sup>**

<sup>1, 4</sup> Казанский национальный исследовательский технический университет  
им. А.Н. Туполева – КАИ, Казань, Россия

<sup>2, 3, 5</sup> Казанский государственный аграрный университет, Казань, Россия

<sup>3</sup> zigan66@mail.ru✉

**Аннотация.** Отдельные режимы движения автомобиля сельскохозяйственного назначения при вывозе сельхозпродукции с поля требуют высоких затрат мощности двигателя, увеличить которую можно за счет интенсификации газообмена цилиндров двигателя с окружающей средой. Для интенсификации газообмена планируется увеличить скорость открытия и закрытия клапанов двигателя. Аккумуляторный гидравлический привод клапанов газораспределительного механизма двигателя внутреннего сгорания с электронным управлением обеспечивает закон перемещения клапанов двигателя, близкий к трапецевидному. Привод обеспечивает практически постоянную скорость открытия и закрытия клапанов и допускает регулирование моментов начала открытия и закрытия клапанов. Гидравлический привод позволяет получить значение фактора «время – сечение» клапанов большее, чем при традиционном приводе. Рассмотрен процесс газообмена цилиндра двигателя внутреннего сгорания с окружающей средой. С помощью моделирования определена зависимость коэффициента наполнения цилиндра от скоростного режима работы двигателя. Рассчитан максимально доступный коэффициент наполнения при регулировании угла закрытия впускного клапана. Показано преимущество трапецевидного закона перемещения клапанов по коэффициенту наполнения цилиндра свежим зарядом при скорости открытия и закрытия органов газораспределительного вала. Преимущество проявляется в скоростном диапазоне работы двигателя до 2000 об/мин при скорости открытия и закрытия клапанов 2 м/с и более. Улучшение наполнения цилиндра приводит к увеличению эффективной мощности двигателя при низкой скорости вращения вала на величину порядка 6%, в зоне средней частоты – на 3%, при высокой частоте вращения – на 2%.

**Ключевые слова:** двигатель внутреннего сгорания, газообмен, закон перемещения клапанов, коэффициент наполнения, эффективность, автомобиль, мощность

**Для цитирования:** Максимов А.В., Шогенов Ю.Х., Зиганшин Б.Г., Зимина Л.А., Гайфуллин И.Х. Увеличение эффективной мощности двигателя внутреннего сгорания за счет улучшения наполнения цилиндра свежим зарядом // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. 2024. Т. 17, № 2(81). С. 68–78. [https://doi.org/10.53914/issn2071-2243\\_2024\\_2\\_68-78](https://doi.org/10.53914/issn2071-2243_2024_2_68-78).

4.3.1. TECHNOLOGIES, MACHINERY AND EQUIPMENT  
FOR AGRO-INDUSTRIAL COMPLEX (ENGINEERING SCIENCES)

Original article

**Increasing the effective power of the internal  
combustion engine by improving the filling  
of the cylinder with a fresh charge**

**Aleksey V. Maksimov<sup>1</sup>, Yuri Kh. Shogenov<sup>2</sup>, Bulat G. Ziganshin<sup>3✉</sup>,  
Larisa A. Zimina<sup>4</sup>, Ilnur Kh. Gayfullin<sup>5</sup>**

<sup>1, 4</sup> Kazan National Research Technical University named after A.N. Tupolev – KAI, Kazan, Russia

<sup>2, 3, 5</sup> Kazan State Agrarian University, Kazan, Russia

<sup>3</sup> zigan66@mail.ru✉

**Abstract.** Certain modes of an agricultural vehicle motion when agricultural products transporting from the field require high engine power costs. An increase in engine power is possible due to the intensification of gas exchange between its cylinders and the environment. To intensify gas exchange, it is planned to increase the speed of opening and closing the engine valves. The accumulator hydraulic drive of the valves of the gas distribution mechanism of the internal combustion engine with electronic control ensures the law of movement of the engine valves close to the trapezoidal one. The actuator provides an almost constant speed of opening and closing of valves and allows the control of the moments of the beginning of the opening and closing of the valves. The hydraulic drive makes it possible to obtain a value of the “time - section” factor of the valves greater in comparison with traditional drive. The process of gas exchange of the cylinder of an internal combustion engine with the environment is considered. By means of modeling, the dependence of the cylinder filling coefficient on the speed mode of the engine is determined. The maximum available filling coefficient is calculated when adjusting the angle of closure of the intake valve. The advantage of the trapezoidal law of valve displacement in terms of the coefficient of filling the cylinder with a fresh charge at the speed of opening and closing the valve timing organs is shown in comparison with the law of operation of valves driven by shockless valve lifting cam. The advantage is manifested in the high-speed range of the engine up to 2000 rpm with a valve opening and closing speed of 2 m/s or more. An improvement in cylinder filling leads to an increase in the effective engine power at low shaft rotation speed by about 6%, in the medium frequency zone by 3%, at high rotation speed by 2%.

**Keywords:** internal combustion engine, gas exchange, valve displacement law, filling coefficient, efficiency, car, power  
**For citation:** Maksimov A.V., Shogenov Yu.Kh., Ziganshin B.G., Zimina L.A., Gayfullin I.Kh. Increasing the effective power of the internal combustion engine by improving the filling of the cylinder with a fresh charge. *Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta = Vestnik of Voronezh State Agrarian University*. 2024;17(2):68-78. (In Russ.). [https://doi.org/10.53914/issn2071-2243\\_2024\\_2\\_68-78](https://doi.org/10.53914/issn2071-2243_2024_2_68-78).

## Введение

Повышение эффективной мощности двигателя внутреннего сгорания способствует росту производительности автомобилей, участвующих в транспортировке сельхозпродукции. Вывоз продукции растениеводства с полей реализуется автомобилями по грунтам с высоким коэффициентом сопротивления качению. Выезд груженого автомобиля на дороги с твердым покрытием часто сопровождается кратковременным движением со значительным уклоном. Все это требует пусть и непродолжительных, но повышенных затрат эффективной мощности на привод автомобиля.

Интенсивность газообмена цилиндра двигателя внутреннего сгорания (ДВС) с окружающей средой оказывает существенное влияние на эффективные параметры двигателя. Так, мощность и крутящий момент двигателя в большей степени определяются пропускной способностью впускных клапанов, а именно: при увеличении последней отмечается увеличение эффективной мощности и крутящего момента ДВС. Увеличение времени открытия впускного клапана за счет расширения фаз газораспределения способствует интенсификации газообмена только при отсутствии значительного выброса продуктов сгорания и свежего заряда из цилиндра во впускную систему. Скорость перемещения впускных клапанов и скоростной режим работы ДВС определяют оптимальную фазу впуска, соответствующую максимальному наполнению цилиндра свежим зарядом.

Обоснованный с позиции наполнения цилиндра выбор скорости открытия и закрытия клапанов и фазы открытого состояния позволяет увеличить эффективную мощность двигателя.

### Условия и методика проведения исследований

Одним из параметров, с помощью которого можно регулировать газообмен, является фактор «время – сечение» клапанов [10]. Он равен интегралу геометрической площади проходного впускного или выпускного клапана, взятого в пределах времени его открытого состояния:

$$\Phi_s = \int_{\tau_{откр}}^{\tau_{закр}} S_{кл} d\tau, \quad (1)$$

где  $S_{кл}$  – площадь клапанной щели;

$\tau_{откр}$ ,  $\tau_{закр}$  – время открытия и закрытия клапана.

На практике часто величину фактора «время – сечение» определяют как интеграл высоты подъема клапана, взятый в пределах угла поворота коленчатого вала открытого состояния клапана [4]:

$$\Phi_h = \int_{\varphi_{\text{откр}}}^{\varphi_{\text{закр}}} h d\varphi, \quad (2)$$

где  $h$  – текущий подъем клапана,

$\varphi_{\text{откр}}, \varphi_{\text{закр}}$  – углы открытия и закрытия клапана.

Достижение максимальной эффективной мощности двигателя возможно только при увеличении фактора «время – сечение» в пределах тех фаз газораспределения, при которых не наблюдается значительного выброса продуктов сгорания или свежего заряда во впускную систему в результате чрезмерно раннего открытия или позднего закрытия впускного клапана. В этих условиях увеличить фактор «время – сечение» можно только за счет увеличения скорости перемещения клапана.

Предельным является прямоугольный закон перемещения клапана, при котором обеспечивается мгновенное открытие клапана на величину, обеспечивающую максимальный расход газа через клапан, и его мгновенное закрытие. Очевидно, что на практике такой закон реализовать невозможно [3]. Отметим, что увеличение скорости открытия и закрытия клапана в пределах оптимальной по наполнению фазы увеличивает наполнение цилиндра. Широко используется закон перемещения клапана, описываемый с помощью полиномиальной зависимости «полидайн» [11, 12].

В силу плавного и непрерывного изменения скорости и ограничения ускорения величина фактора «время – сечение» ограничена. Для оценки возможности его снижения введем относительный фактор «время – сечение», являющийся отношением реального фактора «время – сечение» к его теоретической величине при прямоугольном законе перемещения в пределах той же фазы открытого состояния:

$$\bar{\Phi} = \frac{\int_{\varphi_{\text{откр}}}^{\varphi_{\text{закр}}} h d\varphi}{h_{\text{max}} \Delta\varphi}, \quad (3)$$

где  $h_{\text{max}}$  – максимальный подъем клапана;

$\Delta\varphi$  – фаза открытого состояния клапана.

Существуют альтернативные электромагнитные [1, 9], гидравлические [7, 13] и пневматические [16] приводы клапанов, обеспечивающие закон перемещения клапана, близкий к трапецевидному (рис. 1).

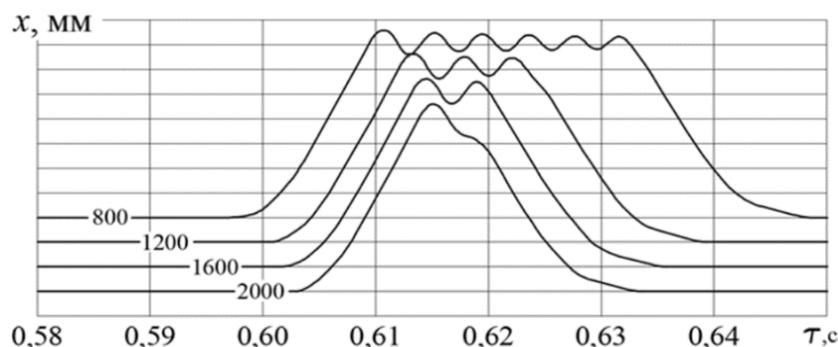


Рис. 1. Законы перемещения клапанов, близкие к трапецевидному, при их гидравлическом приводе

Такой закон предполагает быстрое открытие клапанов, удержание их в зоне максимального подъема и быстрое закрытие. При этом значение фактора «время – сечение» больше значений, которые может обеспечить традиционный механический привод клапанов кулачком и возвратной пружиной.

Особенностью отмеченных альтернативных приводов является отсутствие связи между скоростью вращения коленчатого вала и скоростью перемещения клапанов двигателя. Скорость открытия и скорость закрытия клапанов не зависит от скорости вращения коленчатого вала.

В результате перемещение клапанов газораспределительного механизма (ГРМ) будет зависеть от скоростного режима работы ДВС.

В отличие от традиционного привода клапанов применение постоянных фаз газораспределения при альтернативном приводе приводит к уменьшению значения фактора «время – сечение»  $\Phi_h$  с ростом скорости вращения коленчатого вала.

Для оценки целесообразности применения альтернативных приводов, обеспечивающих закон перемещения клапанов, близкий к трапециевидному, проведено моделирование газообмена с целью определения коэффициента наполнения цилиндра свежим зарядом. Коэффициент наполнения определялся путем деления массы свежего заряда, поступившего в цилиндр, на массу заряда в рабочем объеме при давлении и температуре перед впускным клапаном.

Для учета возможных потерь свежего заряда в ходе продувки использовалась модель вытеснения продуктов сгорания без смешения со свежим зарядом.

Давление и температура в цилиндре ДВС определялись с помощью квазистационарной модели внутрицилиндровых процессов. Модель базируется на законе сохранения энергии, уравнении состояния газа и законе сохранения массы [6].

Теплообмен газов со стенками описывался с помощью модели Вошни [8].

Массовый расход газа через впускные и выпускные клапаны определялся с учетом возможного докритического и сверхкритического течения газа [2].

Площадь клапанной щели определялась как площадь поверхности усеченного конуса, образующая которого является нормалью к поверхности рабочей фаски клапана и седла, при условии, что высота усеченного конуса равна ходу клапана.

Коэффициент расхода определялся путем аппроксимации данных, приведенных в работах [5, 14] (рис. 2).

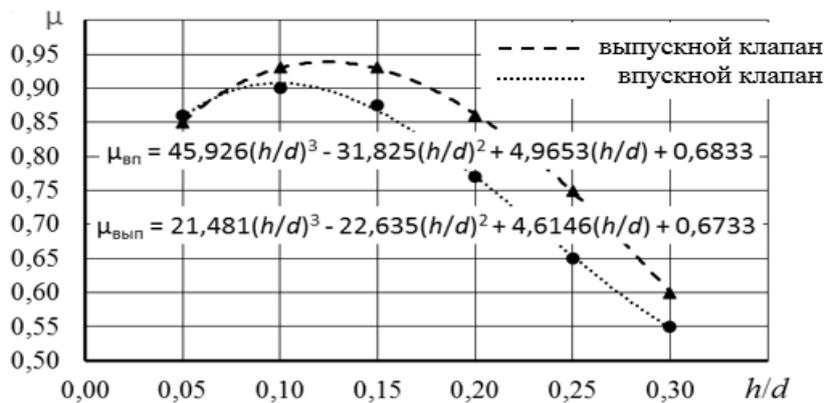


Рис. 2. Коэффициенты расходов для впускного и выпускного клапанов

Исследование проводилось для дизельного восьмицилиндрового двигателя с наддувом, имеющего размерность 120 × 130 мм. Диаметр тарелок впускных и выпускных клапанов принимался равным соответственно 51 и 47 мм, высота подъема клапанов – 14 мм. Эти параметры соответствуют широко применяемому на автомобилях сельскохозяйственного назначения двигателю семейства КамАЗ 740.

Преимущество применения альтернативного привода клапанов, обеспечивающего закон движения клапанов, близкий к трапециевидному, выявлялось путем его сравнения с традиционным механическим приводом от безударного кулачка. Сравнение проводилось путем анализа величин факторов «время – сечение» и коэффициентов наполнения.

### Результаты и их обсуждение

Для определения текущего подъема клапанов при перемещении клапана, приводимого в движение безударным кулачком, использована методика «полидайн» [11, 12], коэффициенты функций которого представлены в таблице 1.

Таблица 1. Коэффициенты функций «полидайн»

Номер функции	$p$	$q$	$r$	$s$
1	6	10	14	18
3	10	18	26	34
5	14	26	38	50
7	18	34	50	66

Наложение законов перемещения клапана по разным функциям «полидайн» на прямоугольный закон представлены на рисунке 3.

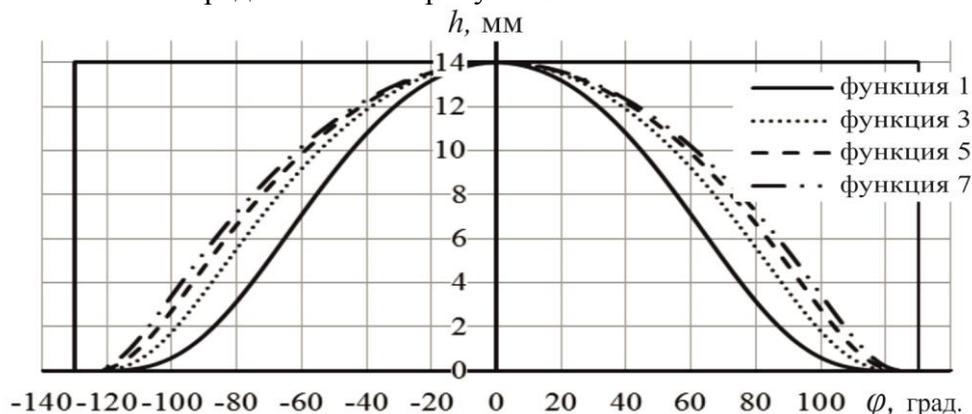


Рис. 3. Наложение прямоугольного закона на закон, определяемый по методике «полидайн»

Увеличение номера функции приводит к росту максимального ускорения клапана, что увеличивает усилия в приводе клапанов. Функции меньших номеров используются для высокооборотных двигателей, функции высших номеров – для низкооборотных двигателей [11].

При фазе открытого состояния клапана  $260^\circ$  поворота коленчатого вала (ПКВ) и высоте подъема клапана 14 мм был рассчитан относительный фактор «время – сечение» (табл. 2).

Таблица 2. Относительный фактор  $\bar{\Phi}$  для различных функций «полидайн»

	Функция 1	Функция 3	Функция 5	Функция 7
$\Phi_h, \text{мм} \cdot \text{град}$	1672	1955	2083	2157
$\bar{\Phi}$	0,459	0,537	0,572	0,593

Как следует из данных, приведенных в таблице 2, относительный фактор «время – сечение» увеличивается с увеличением номера функции «полидайн». Эта величина не зависит от скоростного режима работы двигателя. Однако площадь под графиками функций «полидайн» меньше площади прямоугольника (рис. 3) в 1,6–2,17 раза.

В случае перемещения клапанов посредством альтернативного привода по закону, близкому к трапецевидному, ход клапана является функцией от скорости перемещения клапана и скоростного режима работы двигателя (рис. 4).

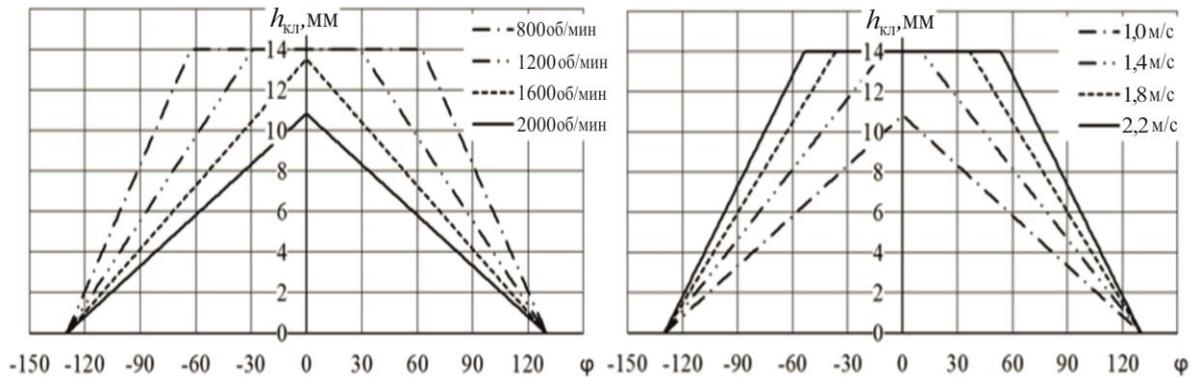


Рис. 4. Влияние на трапецевидный закон перемещения клапана скоростного режима работы двигателя и скорости перемещения клапана

Из рисунка 4 видно, что по мере увеличения скоростного режима работы двигателя и уменьшения скорости перемещения клапана трапецевидный закон вырождается в треугольный, что сопровождается значительным снижением величины фактора «время – сечение». Результатом такого влияния является зависимость относительного фактора «время – сечение» от скоростного режима работы ДВС и скорости перемещения клапана, представленная на рисунке 5.

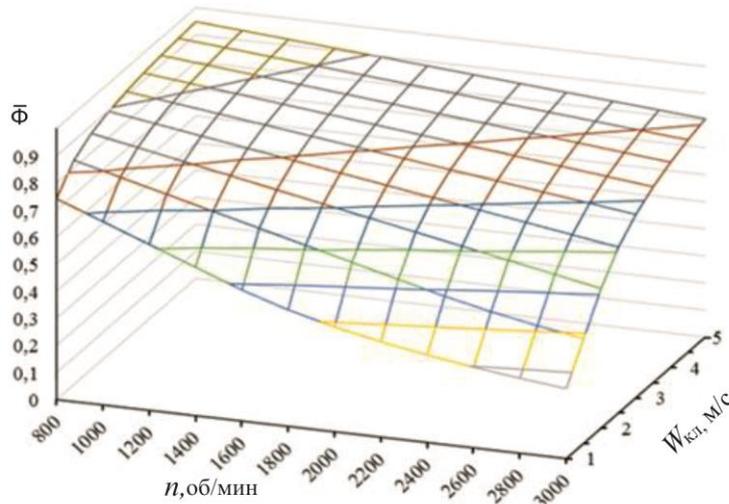


Рис. 5. Влияние на фактор «время – сечение» скоростного режима работы ДВС и скорости перемещения клапана при трапецевидном законе перемещения клапана

Отметим, что при скорости открытия клапана от 2 м/с и выше в скоростном диапазоне от 800 до 2000 об/мин трапецевидный закон перемещения клапана дает преимущество по величине фактора «время – сечение» по сравнению с законом перемещения «полидайн» даже при использовании коэффициентов функции 7.

Для разных функций «полидайн» была рассчитана зависимость коэффициента наполнения от скоростного режима работы двигателя, при этом фазы открытых состояний впускного и выпускного клапанов соответствовали 246° и 235° ПКВ. Угол открытия выпускного клапана принимался постоянным 14° ПКВ до ВМТ, а значения угла открытия впускного клапана изменяли с целью обеспечения максимального наполнения цилиндра свежим зарядом (рис. 6).

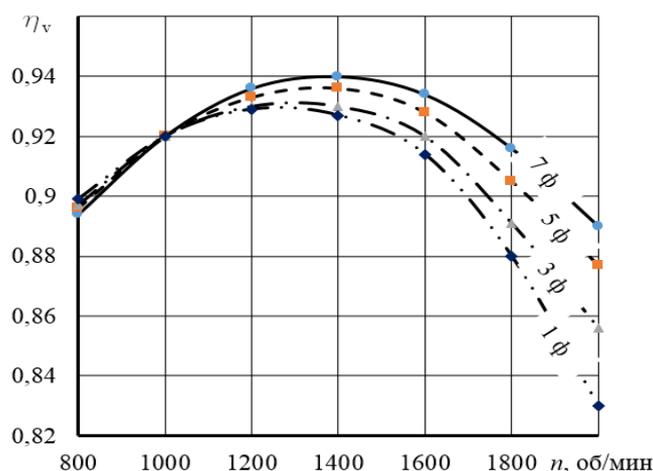


Рис. 6. Влияние на коэффициент наполнения скоростного режима работы ДВС при перемещении клапанов по различным функциям «полидайн»

Видно, что при увеличении номера используемой функции «полидайн» максимальное значение коэффициента наполнения увеличивается, также улучшается наполнение цилиндра при высокой скорости вращения коленчатого вала. При низкой скорости вращения вала увеличение номера функции незначительно ухудшает наполнение цилиндра за счет более активного обратного выброса свежей смеси из цилиндра.

Так как в ДВС, в том числе и дизельных, стали широко использоваться фазовращатели [15], то был оценен максимально доступный коэффициент наполнения с учетом возможности изменения фаз газораспределения.

Исследование проводилось при перемещении клапана согласно функции 7 «полидайн», фазе открытого состояния впускного клапана  $235^\circ$  ПКВ. Зависимость коэффициента наполнения от скоростного режима при разных углах открытия впускного клапана представлена на рисунке 7.

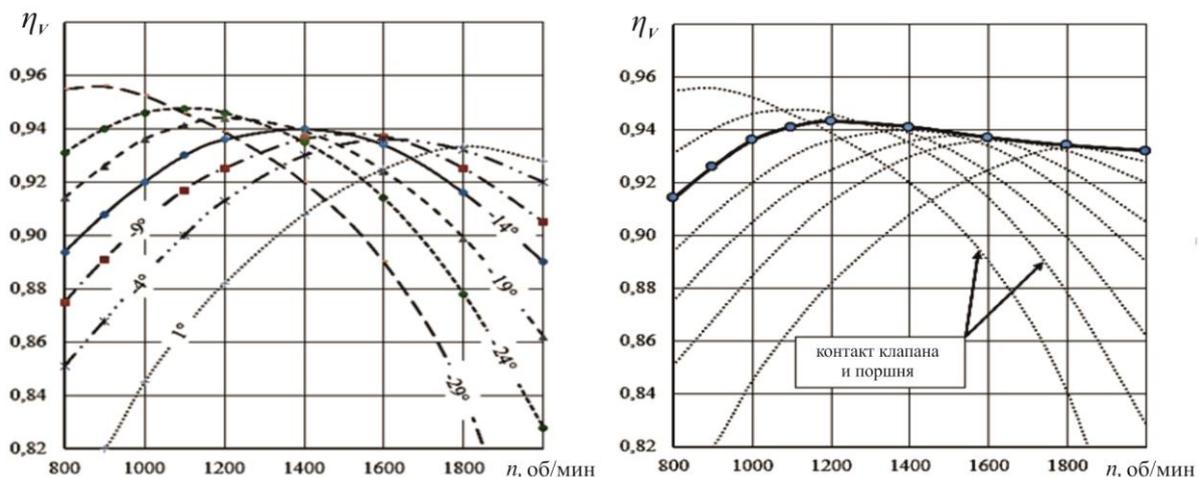


Рис. 7. Коэффициент наполнения при различных углах открытия впускного клапана и максимально доступный коэффициент наполнения при использовании фазовращателя

Видно, что более раннее открытие впускных клапанов ГРМ улучшает наполнение цилиндра при малой скорости вращения вала двигателя, более позднее открытие – при высокой. Отметим, что раннее открытие клапанов приводит к удару впускных клапанов о поршень двигателя, поэтому достичь высокого коэффициента наполнения при малой скорости вращения вала практически не удастся. На рисунке 7 справа выделен максимально доступный коэффициент наполнения при использовании фазовращателя.

Далее рассматривали трапецевидный закон перемещения клапанов ГРМ. При постоянном угле открытия впускных клапанов исследовали влияние скоростного режима работы ДВС на коэффициент наполнения цилиндра при различных углах закрытия клапанов, а также различной скорости перемещения клапанов на этапах открытия и закрытия. Полученные результаты представлены на рисунке 8.

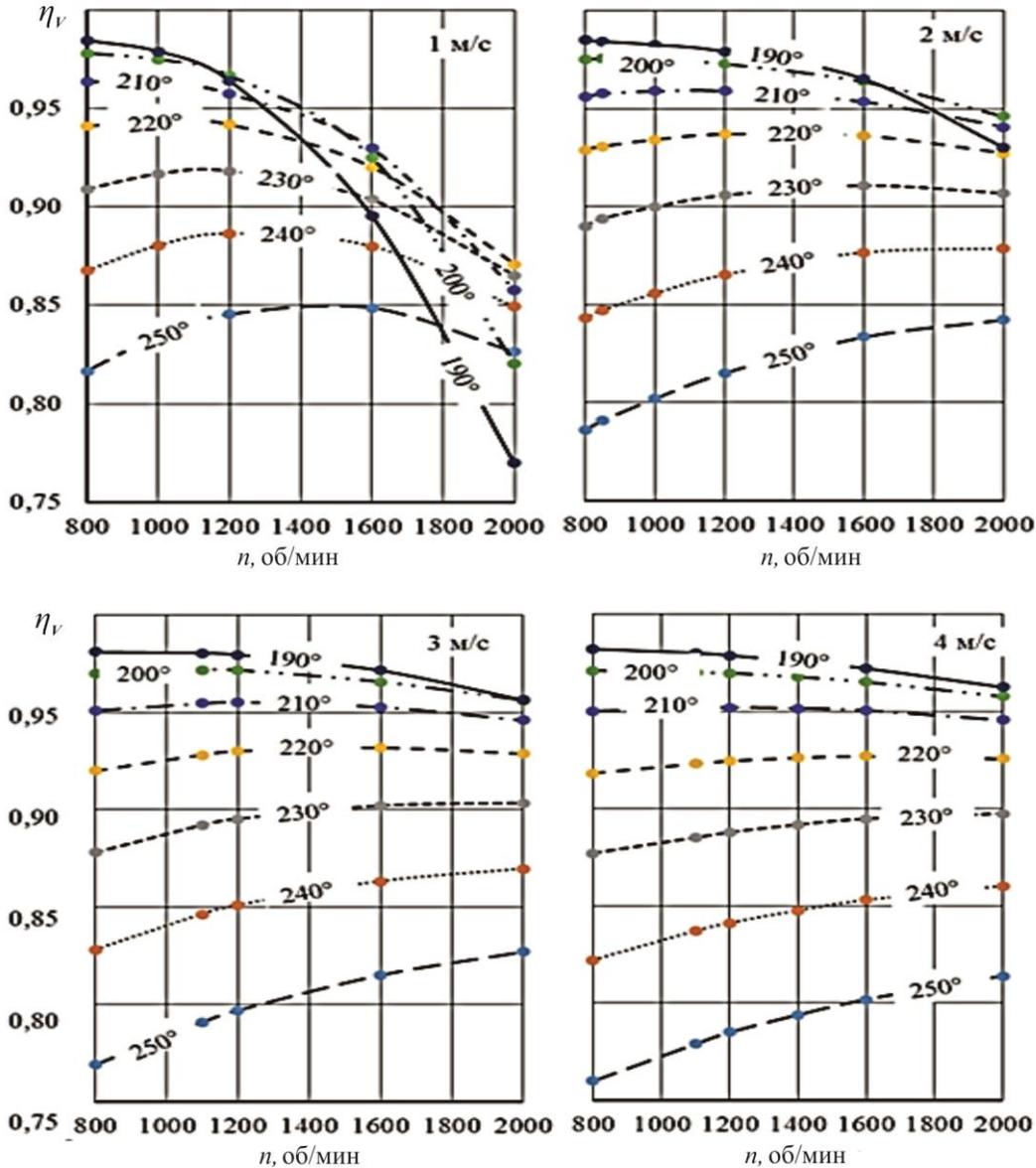


Рис. 8. Влияние скоростного режима работы ДВС на коэффициент наполнения при различных углах закрытия впускного клапана и разной скорости его перемещения

Полученные результаты позволяют выбрать оптимальный по наполнению цилиндра угол закрытия впускного клапана. Применяя такой угол закрытия клапана, получим максимально доступный коэффициент наполнения (рис. 9).

Коэффициент наполнения цилиндра уменьшается при снижении скорости перемещения клапана и увеличении скорости вращения вала двигателя. Видно, что при скорости перемещения клапана 1 м/с при высокой скорости вращения коленчатого вала трапецевидный закон работы клапана не дает преимущества в результате малого значения фактора «время – сечение». При поддержании угла закрытия впускного клапана, обеспечивающего максимальное наполнение цилиндра, и скорости перемещения клапанов

2 м/с и выше трапециевидный закон перемещения клапанов обеспечивает лучшее наполнение цилиндра, чем перемещение клапана по функции 7 «полидайн». Этот вывод справедлив даже в случае применения фазовращателя в приводе впускных клапанов.

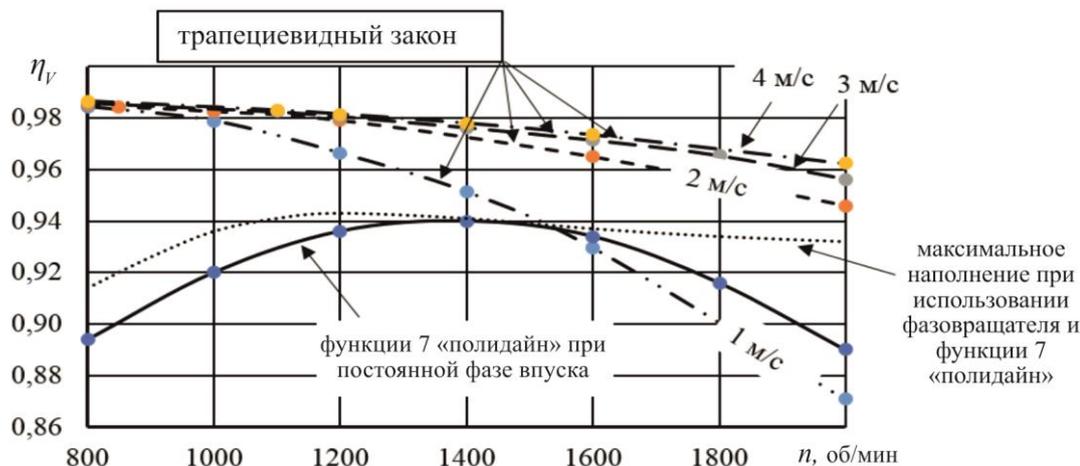


Рис. 9. Зависимость максимально доступного коэффициента наполнения при трапециевидном законе работы клапана

Целесообразность применения альтернативных приводов, обеспечивающих улучшение наполнения, обосновывается по формуле Стечкина [6]:

$$N_e = iV_h \frac{p_k H_u}{\alpha L_0 R_\mu T_k} \eta_v \eta_i \eta_m \frac{nS}{30\tau}, \quad (4)$$

- где  $iV_h$  – рабочий объем цилиндра;  
 $p_k, t_k$  – давление перед впускным клапаном;  
 $H_u$  – низшая теплота сгорания топлива;  
 $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха;  
 $R_\mu$  – газовая постоянная;  
 $\eta_i$  – индикаторный КПД;  
 $\eta_m$  – механический КПД;  
 $S$  – ход поршня;  
 $\tau$  – тактность двигателя.

Из формулы (4) следует, что эффективная мощность и коэффициент наполнения прямо пропорциональны. Принимая скорость перемещения клапана равной 2 м/с, получаем прирост мощности при низкой скорости вращения вала около 6%, в зоне средней частоты – 3%, при высокой частоте вращения – 2%.

### Заключение

На основании результатов проведенного исследования можно сделать вывод о преимуществе использования альтернативных приводов клапанов, обеспечивающих закон перемещения клапанов ГРМ, близкий к трапециевидному, по наполнению цилиндра свежим зарядом. Такой закон позволяет увеличить фактор «время – сечение» клапанов в скоростном диапазоне до 2000 об/мин при скорости открытия и закрытия клапана 2 м/с и более по сравнению с традиционным приводом клапанов.

Применение привода, обеспечивающего закон перемещения клапанов ГРМ, близкий к трапециевидному при условии регулирования момента закрытия впускного клапана по критерию максимального наполнения, позволяет получить следующие значения прироста мощности:

- при низкой скорости вращения вала – около 6%;
- в зоне средней частоты – 3%;
- при высокой частоте вращения – 2%.

**Список источников**

1. Балабин В.Н. Проблемы внедрения электромагнитного привода клапанов газораспределения на современных локомотивных ДВС // *Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований*. 2015. № 2. С. 14–19.
2. Балашов А.А., Брякотин М.Э. Критическое течение газов через выпускной клапан в период свободного выпуска 4-тактных дизелей // *Ползуновский вестник*. 2015. № 3. С. 62–66.
3. Васильев А.В., Григорьев Е.А., Дивинский Е.А. Повышение эффективности дизеля совершенствованием газораспределения // *Тракторы и сельхозмашины*. 2000. № 6. С. 20–22.
4. Как подобрать распредвал на автомобиль? Рассчитываем параметры распределительного вала [Электронный ресурс] // Сайт DRIVE2.RU. Профиль Barik-CZ. Дата публикации 28.12.2020. URL: <https://www.drive2.ru/b/578036628417676227/?ysclid=issk4xknwx549923009> (дата обращения: 20.02.2024).
5. Кузнецов В.Н. Разработка метода оценки технического состояния системы впуска автотракторных двигателей: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.03. Улан-Удэ, 2016. 118 с.
6. Кулешов А.С. Развитие методов расчета и оптимизация рабочих процессов ДВС: дис. д-ра техн. наук: 05.04.02. Москва, 2011. 228 с.
7. Максимов А.В., Зимина Л.А., Адигамов Н.Р. и др. Исследование гидравлического привода клапанов ГРМ // *Вестник Казанского государственного аграрного университета*. 2022. Т. 17, № 2(66). С. 84–91. DOI: 10.12737/2073-0462-2022-84-91.
8. Онищенко Д.О., Панкратов С.А. Моделирование теплового состояния крышки цилиндра и клапанов дизеля // *Вестник Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана. Серия Машиностроение*. 2013. № 4(93). С. 94–108.
9. Павленко А.В., Гринченков В.П., Батищев Д.В. и др. Быстродействующие электромагнитные приводы для клапанов систем топливоподдачи и воздухогазообмена двигателей внутреннего сгорания // *Известия высших учебных заведений. Электромеханика*. 2010. № 5. С. 48–53.
10. Пегачков А.А. Повышение потенциала работоспособности регулируемых механизмов на примере системы газораспределения двигателя КАМАЗ // *Вестник Белгородского государственного технического университета им. В.Г. Шухова*. 2023. № 4. С. 119–126. DOI: 10.34031/2071-7318-2023-8-4-119-126.
11. Султанова Л.М. Исследование динамики механизма газораспределения судовых высокооборотных дизелей и оптимизация конструкции его элементов: дис. ... канд. тех. наук: 05.08.05. Астрахань, 2002. 168 с.
12. Султанова Л.М., Гутиева Н.А. Анализ методов профилирования управляющих кулачков механизма газораспределения и разработка перспективных кулачков // *Исследование и инновации в машиностроительном производстве: сборник статей по материалам Всероссийской науч.-практ. конф. (Махачкала, 21–22 октября 2022 г.)*. Махачкала: Типография «Формат», 2022. С. 93–97.
13. Maksimov A.V., Berezovsky A.B., Zimina L.A. et al. Electrohydraulic gas distributing mechanism control // *International Journal of Applied Engineering Research*. 2015. Vol. 10(24). Pp. 44966–44973.
14. Repair article cars BMW X5 (1999-2006): Gas distribution mechanism – design description. URL: <https://www.bmwman.ru/en/X5/E53/power-n62/engine/mehanizm-gazoraspredeleniya-opisanie-konstrukcii> (дата обращения: 20.02.2024).
15. Savin L., Pivovarov O.A., Radin S.J. et al. Development of Timing of High Efficiency for Diesel Engine // *International Journal of Traffic and Transportation Engineering*. 2013. Vol. 1(4). Pp. 60–66. DOI: 10.5923/j.ijtte.20120104.02.
16. Working mechanism of FREEVALVE & the reason for its disappearance – 3D Explanation (100032.V3). URL: <https://www.youtube.com/watch?v=1bMRTcgvTpM> (дата обращения: 20.02.2024).

**References**

1. Balabin V.N. Problems of implementation of the electromagnetic valve timing on modern locomotive engines. *International Journal of Applied and Fundamental Research*. 2015;2:14-19. (In Russ.).
2. Balashov A.A., Bryakotin M.E. Critical flow of gases through the exhaust valve during the period of free release of four-stroke diesel engines. *Polzunovskiy Vestnik*. 2015;3:62-66. (In Russ.).
3. Vasiliev A.V., Grigoriev E.A., Divinsky E.A. Increasing diesel efficiency by improving gas distribution. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2000;6:20-22. (In Russ.).
4. How to choose a camshaft for a car? We calculate the parameters of the camshaft. Website DRIVE2.RU. Profile Barik-CZ. Publication date 28.12.2020. URL: <https://www.drive2.ru/b/578036628417676227/?ysclid=issk4xknwx549923009>. (In Russ.).
5. Kuznetsov V.N. Development of a method for assessing technical condition of the intake system of automobile and tractor engines: Candidate Dissertation in Engineering Sciences: 05.20.03. Ulan-Ude; 2016. 118 p. (In Russ.).
6. Kuleshov A.S. Development of calculation methods and optimization of internal combustion engine work processes: Doctoral Dissertation in Engineering Sciences: 05.04.02. Moscow; 2011. 228 p. (In Russ.).

7. Maksimov A.V., Zimina L.A., Adigamov N.R. et al. Research of hydraulic drive valves timing. *Vestnik of the Kazan State Agrarian University*. 2022;17(2):84-91. DOI: 10.12737/2073-0462-2022-84-91. (In Russ.).
8. Onishchenko D.O., Pankratov S.A. Simulation of thermal state of the diesel cylinder head and valves. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*. 2013;4(93):94-108. (In Russ.).
9. Pavlenko A.V., Grinchenkov V.P., Batishchev D.V. et al. Fast-acting electromagnetic valves of systems of fuel supply, air and gas exchange of internal-combustion engines. *Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii. Elektromekhanika (Russian Electromechanics)*. 2010;5:48-53. (In Russ.).
10. Pegachkov A.A. Improving the performance of adjustable mechanisms by example gas distribution systems for KamAZ engines. *Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov*. 2023;4:119-126. DOI: 10.34031/2071-7318-2023-8-4-119-126. (In Russ.).
11. Sultanova L.M. Research of the dynamics of the gas distribution mechanism of marine high-speed diesel engines and optimization of its elements design: Candidate Dissertation in Engineering Sciences: 05.08.05. Astrakhan; 2002. 168 p. (In Russ.).
12. Sultanova L.M., Gutieva N.A. Analysis of profiling methods for control cams of the gas distribution mechanism and the development of promising cams. *Research and Innovations in Machinery Production: Collection of Articles based on the Proceedings of the All-Russian Research-to-Practice Conference (Makhachkala, October 21-22, 2022)*. Makhachkala: Format Printing House; 2022:93-97. (In Russ.).
13. Maksimov A.V., Berezovsky A.B., Zimina L.A. et al. Electrohydraulic gas distributing mechanism control. *International Journal of Applied Engineering Research*. 2015;10(24):44966-44973.
14. Repair article cars BMW X5 (1999-2006): Gas distribution mechanism – design description. URL: <https://www.bmwman.ru/en/X5/E53/power-n62/engine/mechanizm-gazoraspredeleniya-opisanie-konstrukcii>.
15. Savin L., Pivovarov O.A., Radin S.J. et al. Development of Timing of High Efficiency for Diesel Engine. *International Journal of Traffic and Transportation Engineering*. 2013;1(4):60-66. DOI: 10.5923/j.ijtte.20120104.02.
16. Working mechanism of FREEVALVE & the reason for its disappearance – 3D Explanation (100032.V3). URL: <https://www.youtube.com/watch?v=1bMRTcgvTpM>.

#### Информация об авторах

А.В. Максимов – старший преподаватель кафедры автомобильных двигателей и сервиса ФГБОУ ВО «Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева – КАИ», maks.adis@mail.ru.

Ю.Х. Шогенов – доктор технических наук, академик РАН, профессор кафедры машин и оборудования в агробизнесе ФГБОУ ВО «Казанский государственный аграрный университет», yh1961s@yandex.ru.

Б.Г. Зиганшин – доктор технических наук, профессор, профессор РАН, ФГБОУ ВО «Казанский государственный аграрный университет», zigan66@mail.ru.

Л.А. Зимина – старший преподаватель кафедры автомобильных двигателей и сервиса ФГБОУ ВО «Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева – КАИ», larek.adis@mail.ru.

И.Х. Гайфуллин – кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры машин и оборудования в агробизнесе ФГБОУ ВО «Казанский государственный аграрный университет», ilnur-gai@yandex.ru.

#### Information about the authors

A.V. Maksimov, Senior Lecturer, the Dept. of Automobile Engines and Service, Kazan National Research Technical University named after A.N. Tupolev – KAI, maks.adis@mail.ru.

Yu.Kh. Shogenov, Doctor of Engineering Sciences, Academician of the Russian Academy of Sciences, Professor, the Dept. of Machinery and Equipment in Agribusiness, Kazan State Agrarian University, yh1961s@yandex.ru.

B.G. Ziganshin, Doctor of Engineering Sciences, Professor, Professor of the Russian Academy of Sciences, Kazan State Agrarian University, zigan66@mail.ru.

L.A. Zimina, Senior Lecturer, the Dept. of Automobile Engines and Service, Kazan National Research Technical University named after A.N. Tupolev – KAI, larek.adis@mail.ru.

I.Kh. Gayfullin, Candidate of Engineering Sciences, Senior Lecturer, the Dept. of Machinery and Equipment in Agribusiness, Kazan State Agrarian University, ilnur-gai@yandex.ru.

**Статья поступила в редакцию 15.03.2024; одобрена после рецензирования 20.04.2024; принята к публикации 10.05.2024.**

**The article was submitted 15.03.2024; approved after reviewing 20.04.2024; accepted for publication 10.05.2024.**

© Максимов А.В., Шогенов Ю.Х., Зиганшин Б.Г., Зимина Л.А., Гайфуллин И.Х., 2024